第 38 卷第 4 期 工 程 热 物 理 学 报 Vol.38, No.4
2017 年 4 月 JOURNAL OF ENGINEERING THERMOPHYSICS Apr., 2017

超临界 CO_2 及其混合工质布雷顿循环热力学分析

郭嘉琪 王 坤 朱含慧 何雅玲

(西安交通大学能源与动力工程学院，热流科学与工程教育部重点实验室， 西安 710049)

摘 要 本文运用热力学第一、第二定律对分流、预压缩再热、改进再压缩超临界 CO_2 布雷顿循环进行了热力学分析，重点讨论了压缩机和透平入口工况 (温度、压力) 对循环热力学性能的影响。以改进再压缩循环为基础，进一步提出以 CO_2 为基底的混合工质布雷顿循环，分析了气体种类及加入量对混合工质布雷顿循环热力学性能的影响。结果表明：提高透平入口工况能够提高不同形式循环的效率；与压缩机入口温度对循环效率的影响相比，压缩机入口压力对循环效率的作用更大；在 CO_2 质量分数大于 50%的情况下，加入氪气与氙气均可提高循环热效率，增幅最大分别为 1.44%和 3.04%，氪气与氙气对应质量分数分别为 50%和 26%；加入氮气反而使循环效率降低。

关键词 超临界 CO_2；布雷顿循环；热力学性能；混合气体
中图分类号: TK124 **文献标识码**: A **文章编号**: 0253–231X(2017)04–0695–08

Thermodynamic Analysis of Brayton Cycles Using Supercritical Carbon Dioxide and its Mixture as Working Fluid

GUO Jia-Qi WANG Kun ZHU Han-Hui HE Ya-Ling

(*Key Laboratory of Thermo-Fluid Science and Engineering of Ministry of Education, School of Energy and Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an, 710049, China*)

Abstract In this paper, the first and the second laws of thermodynamics are applied to analyze the thermodynamic performance of the split flow, pre-compression and modified recompression Brayton cycles. Firstly, the influences of the compressor and turbine inlet conditions (temperature, pressure) on the cycles performance are discussed. Furthermore, the Brayton cycles using mixture working fluid based on carbon dioxide (CO_2) are proposed, and the typical modified recompression cycle is taken as an example to show the performance. The effects of different adding gases and the proportion of a gas in CO_2 are analyzed. The results indicate that higher turbine inlet conditions can improve the efficiency of different cycles; the influence of the comperssoer inlet pressure on the cycle efficiency is greater than that of the compressor inlet temperature; adding krypton gas and xenon gas can improve the cycle thermal efficiency; the largest improvements of the modified recompression cycel thermal efficiency are 1.44% and 3.04% when adding 50% krypton gas and 26% xenon gas, respectively; however, adding nitrogen gas decreases the cycle efficiency.

Key words supercritical CO_2; Brayton cycle; thermal performance; mixture gas

0 引 言

为了追求更高的经济效益，电力机组的参数向着高温高压方向发展已成趋势，然而，当透平入口温度超过 550 °C 时，超超临界蒸汽朗肯循环的效率难以进一步提高 [1]。因此，探寻新型的热力循环形式，对进一步提高循环效率与系统安全性有着重要意义。近年来，无毒、无味、不自燃、来源广泛且成本低廉的 CO_2 作为热力循环工质受到广泛关注，其中以超临界二氧化碳 (Supercritical CO_2，S-CO_2) 为工质的布雷顿循环尤其受到重视。

Feher[2] 于 1968 年在美国设计了第一个 S-CO_2 热力循环，虽然他所设计的循环保证了各热力学点均位于超临界区域内，但是由于受到当时动力设备机械设计技术的阻碍，S-CO_2 循环的研究和工业上的推广应用受到了限制。随着技术的革新，透平机械技术与紧凑式换热器得到了快速发展，使得 S-CO_2 循环重新成为研究热点。目前已经提出了简单回热、再压缩、中间冷却、预压缩、分流形式的布雷顿循环以及在此基础上的改进循环。国内外学者围绕这

收稿日期: 2017-01-12; **修订日期**: 2017-03-19
基金项目: 国家自然科学基金重点项目 (No.51436007)；中央高校基本科研业务费专项资金
作者简介: 郭嘉琪 (1992–)，女，山西晋中人，博士研究生，主要从事太阳能热发电方向研究。 **通信作者**: 何雅玲，教授，主要从事工程热物理及能源的高效利用等方面的研究，E-mail: yalinghe@mail.xjtu.edu.cn。

些循环形式已经开展了一些研究，并与多种热源形式进行结合 [3–6]。例如，Angelino 等 [3] 提出了加入回热与再压缩过程的改进形式 $S-CO_2$ 布雷顿循环，并分析了循环的性能，指出压缩机工作于液态的再压缩循环具有更高的效率。Dostal 等 [4] 将 $S-CO_2$ 循环和过热蒸汽循环进行了对比，并对多种形式的 $S-CO_2$ 循环进行了热力学分析和多目标优化，发现 $S-CO_2$ 循环，尤其是再压缩 $S-CO_2$ 布雷顿循环更适合应用于核电站。Sienicki 等 [5] 研究了适合于堆芯温度较低的钠冷却反应堆的 $S-CO_2$ 布雷顿循环的改进形式，提出了中间冷却和再热 $S-CO_2$ 布雷顿循环，探究其应用于钠冷堆的可行性。Fahad 等 [6] 对应用不同形式的 $S-CO_2$ 布雷顿循环的光热电站进行整体分析，对比了简单布 $S-CO_2$ 雷顿循环、再热 $S-CO_2$ 布雷顿循环、再压缩 $S-CO_2$ 布雷顿循环、预压缩 $S-CO_2$ 布雷顿循环以及分流膨胀 $S-CO_2$ 布雷顿循环的热效率，结果表明，采用再压缩 $S-CO_2$ 布雷顿循环最为有效，可使整体循环热效率达到 40%。Kulhanek 等 [7] 将分级膨胀、部分冷却、部分冷却–再热布雷顿循环进行了对比，结果表明分流膨胀循环的压损较大导致循环效率较低，部分冷却及部分冷却–再热布雷顿循环的回热器受夹点问题影响较大。Ahn 等 [1] 全面总结了现有 $S-CO_2$ 布雷顿循环的形式，分析了分流布雷顿循环与改进再压缩布雷顿循环效率随分流比的变化，结果表明改进再压缩布雷顿循环效率更高。Padilla 等 [8] 对带再热和不带再热的再压缩 $S-CO_2$ 布雷顿循环进行了分析，结果表明效率随循环最高温度呈抛物线趋势变化，在 600 °C 时效率达到最大，最大损发生在太阳能接收器和冷却器中。为进一步提高循环效率，Wang 等 [9] 将简单和再压缩 $S-CO_2$ 布雷顿循环分别与跨临界 CO_2 循环结合构成复合循环，结果表明对应复合循环热效率分别提高了 10.12%和 19.34%。

本文选取分流、预压缩再热、改进再压缩 $S-CO_2$ 布雷顿循环为研究对象，对上述不同形式循环的热力学性能进行分析，并探讨关键运行参数对循环性能的影响。进一步，以改进再压缩布雷顿循环为例，探讨了 CO_2 与其它气体混合作为工质时对循环性能的改善效果。

1 三种循环形式介绍

1.1 分流 $S-CO_2$ 布雷顿循环

换热器是循环的重要部件，“夹点” 对换热器效能有重要影响。“夹点” 指换热器高、低压两侧温差不满足最小温差限值的参数点，其产生取决于换热器高、低压两侧热容流率的关系。分流形式能够均衡换热器高、低压两侧质量流量，改善夹点问题。图 1 为分流 $S-CO_2$ 布雷顿循环形式的物理模型 [1]，图 2 为该循环的 $T-s$ 图。8 点为 $S-CO_2$ 的分流点，一股经高温回热器、加热器等压加热到循环最高温度点 1，经透平膨胀后，2 点处工质先后被高、低温回热器等压降温到 4 点；另一股经低温回热器进入透平完成膨胀。$S-CO_2$ 工质在 6 点汇合后进入预冷器冷却，最后进入压缩机等熵压缩。以 SR 表示分流比，定义为进入低温回热器的质量流量与总质量流量之比。

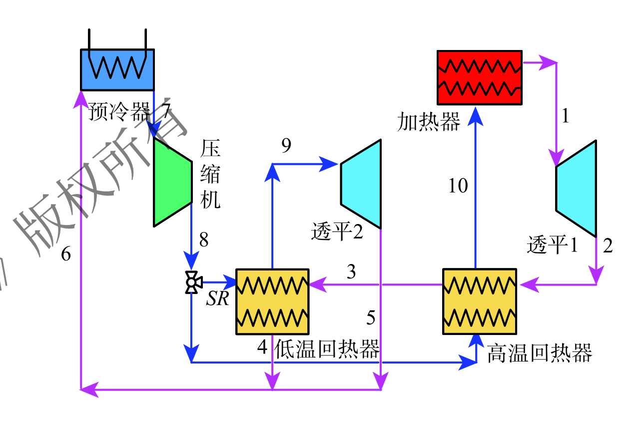


图 1 分流 $S-CO_2$ 布雷顿循环

Fig. 1 Split flow $S-CO_2$ Brayton cycle

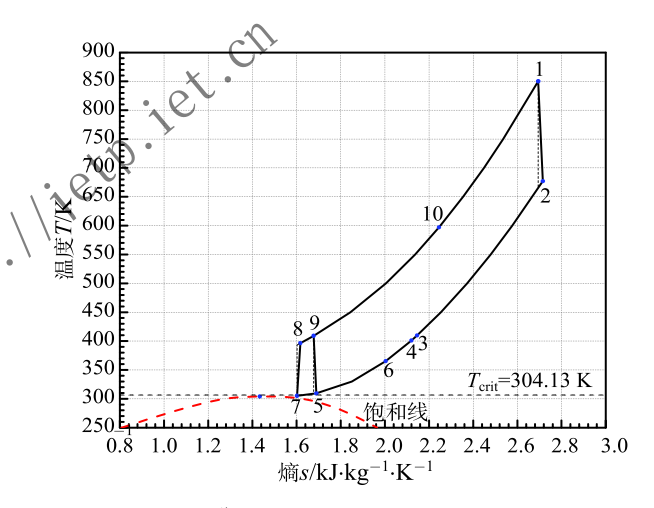


图 2 分流 $S-CO_2$ 布雷顿循环 $T–s$ 图

Fig. 2 $T–s$ diagram for the split flow $S-CO_2$ Brayton cycle

1.2 预压缩再热 $S-CO_2$ 布雷顿循环

图 3、图 4 分别为预压缩再热 $S-CO_2$ 布雷顿循环物理模型及该循环对应的 $T–s$ 图。与分流循环相比，该循环增加了再热环节，同时高、低温回热器之间增加一级压缩。该循环形式具有透平出口 $S-CO_2$ 压力与主压缩机入口 $S-CO_2$ 压力相互独立的优势，

便于参数调节。再者，由于 S-CO_2 进入低温换热器前已被预压缩机压缩，因此低温换热器高、低压两侧压差不大，不易产生夹点问题。

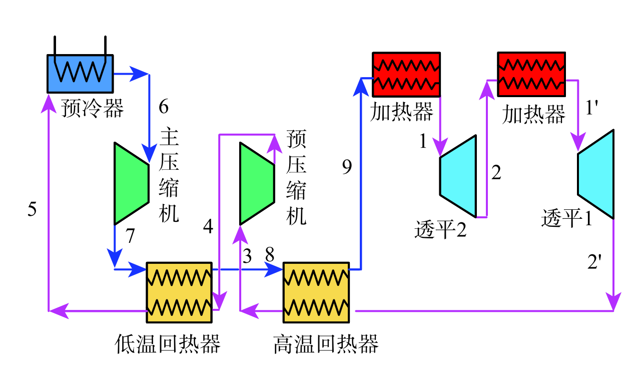


图 3　预压缩再热 S-CO_2 布雷顿循环

Fig. 3　Pre-compression reheat S-CO_2Brayton cycle

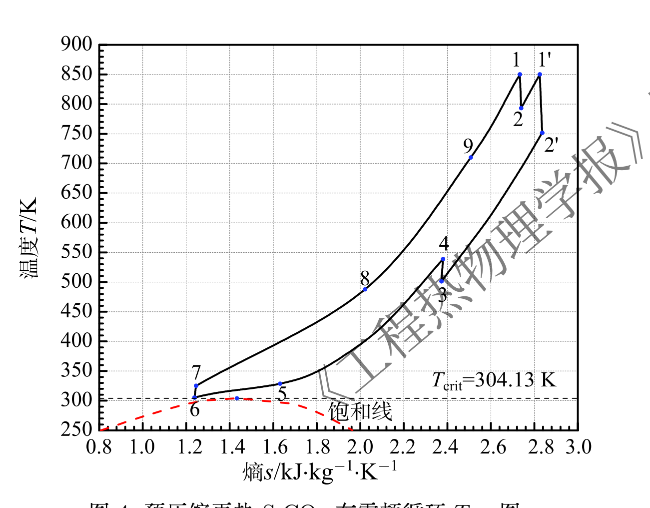


图 4　预压缩再热 S-CO_2 布雷顿循环 T–s 图

Fig. 4　T–s diagram for the pre-compression reheat S-CO_2 Brayton cycle

1.3　改进再压缩 S-CO_2 布雷顿循环

在再压缩循环基础上，增加一个预冷器和压缩机提出改进再压缩 S-CO_2 布雷顿循环形式。图 5、图 6 分别表示其物理模型及对应 T–s 图。高温 S-CO_2 从 1 点进入透平并等熵膨胀到较低压力。接着，S-CO_2 在高、低温回热器中等压降温后进入预冷器使得温度进一步降低。主压缩机压缩到中间压力后在 6 点进行分流。一部分 S-CO_2 进入预压缩机并被低温回热器加热，另一部分进入再压缩机。11 点为工质的汇合点，汇合后工质通过高温回热器和加热器两次加热最终获得高温 S-CO_2。

整体来看，S-CO_2 经过一次膨胀、三次压缩，该循环采用分流能够克服回热器夹点问题，具有提高回热器效能的优势。多级压缩过程又可以改善分流 S-CO_2 布雷顿循环形式中透平出口工质压力与压缩机入口工质压力相互依赖、参数不能独立调节的缺点。

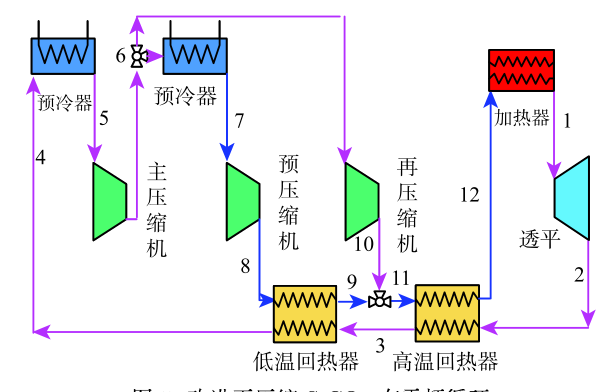


图 5　改进再压缩 S-CO_2 布雷顿循环

Fig. 5　Modified recompression S-CO_2 Brayton cycle

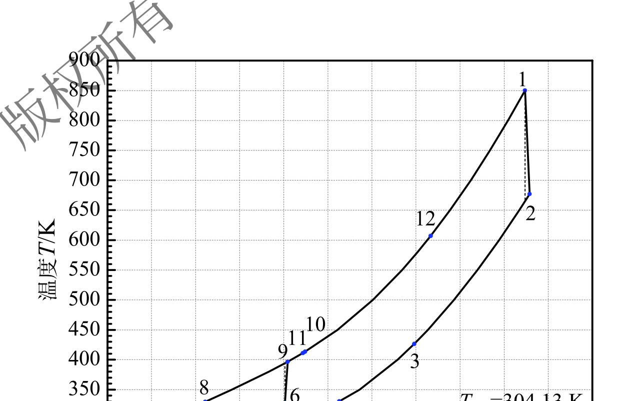


图 6　改进再压缩 S-CO_2 布雷顿循环 T–s 图

Fig. 6　T–s diagram for the modified recompression S-CO_2 Brayton cycle

2　数学模型

为确定循环过程中各状态点参数，本文建模需采用如下假设：

1) 循环过程中各状态点均达到稳态，忽略动能、势能和与大气环境的换热；

2) 忽略管道以及换热器中的压损。

各点 CO_2 的热物性参数均取自美国国家标准与技术研究院 (NIST) 的 CO_2 物性数据库 REFPROP 进行计算，循环状态点参数通过迭代确定。

本文只针对改进再压缩 S-CO_2 布雷顿循环的建模过程进行详细介绍，其他几种循环形式可按照类似的方法进行建模分析，不再赘述。

循环已知参数选取如表 1 所示，对循环各过程建模。

表 1 循环已知参数

Table 1 Thermal physical parameters of the cycles

参数	数值	参数	数值
最高循环压力 P_H/MPa	25~30	预/主/再压缩机等熵效率 η_C	0.89
最低循环压力 P_L/MPa	7.37~15	高温回热器效能 ε_{HTR}	0.95
预压缩机入口温度 T_7/K	305.15	低温回热器效能 ε_{LTR}	0.95
主压缩机入口温度 T_5/K	305.15	分流比 SR	0.7
透平入口温度 T_1/K	850.15	比压力比 RPR	0.7
汽轮机等熵效率 $\eta_{is,T}$	0.93	质量流量 m/kg·s^{-1}	1

透平等熵膨胀作功过程 [10] $(1 \rightarrow 2)$：

$$W_T = \eta_{is,T} \cdot m \cdot (h_1 - h_{2s}) = m \cdot (h_1 - h_2) \quad (1)$$

$$\eta_{is,T} = (h_1 - h_2)/(h_1 - h_{2s}) \quad (2)$$

式中，h_{2s} 代表 2 点理想等熵膨胀焓值，下同。高温回热器热平衡：

$$m \cdot (h_2 - h_3) = m \cdot (h_{12} - h_{11}) \quad (3)$$

高温回热器效能公式：

$$\varepsilon_{HTR} = (T_2 - T_3)/(T_2 - T_{11}) \quad (4)$$

低温回热器热平衡：

$$m \cdot (h_3 - h_4) = m \cdot SR \cdot (h_9 - h_8) \quad (5)$$

低温回热器效能公式：

$$\varepsilon_{LTR} = (h_3 - h_4)/(h_3 - h_{8_PL})$$

$$或 \quad \varepsilon_{LTR} = (h_9 - h_8)/(h_{3_PH} - h_8) \quad (6)$$

预冷器 1 等压放热过程 $(4 \rightarrow 5)$：

$$Q_{PC1} = m \cdot (h_4 - h_5) \quad (7)$$

主压缩机等熵压缩过程 $(5 \rightarrow 6)$：

$$W_{CP1} = m \cdot (h_{6s} - h_5)/\eta_{is,CP1} = m \cdot (h_6 - h_5) \quad (8)$$

$$\eta_{is,CP1} = (h_{6s} - h_5)/(h_6 - h_5) \quad (9)$$

预冷器 2 等压放热过程 $(6 \rightarrow 7)$：

$$Q_{PC2} = SR \cdot m \cdot (h_6 - h_7) \quad (10)$$

预压缩机等熵压缩过程 $(7 \rightarrow 8)$：

$$W_{CP2} = SR \cdot m \cdot (h_{8s} - h_7)/\eta_{is,CP2} \quad (11)$$

$$\eta_{is,CP2} = (h_{8s} - h_7)/(h_8 - h_7) \quad (12)$$

再压缩机等熵压缩过程 $(6 \rightarrow 10)$：

$$W_{CP3} = (1 - SR) \cdot m \cdot (h_{10s} - h_6)/\eta_{is,CP3} \quad (13)$$

$$\eta_{is,CP3} = (h_{10s} - h_6)/(h_{10} - h_6) \quad (14)$$

加热器等压加热过程 $(12 \rightarrow 1)$：

$$Q_H = m \cdot (h_1 - h_{12}) \quad (15)$$

$$h_{11} = SR \cdot h_9 + (1 - SR) \cdot h_{10} \quad (16)$$

循环热效率 $\eta_{c,the}$：

$$\eta_{c,the} = (W_T - W_{CP1} - W_{CP2} - W_{CP3})/Q_H \quad (17)$$

循环㶲效率 [11] $\eta_{c,exe}$：

$$\eta_{c,exe} = \frac{W_T - W_{CP1} - W_{CP2} - W_{CP3}}{(h_1 - h_{12}) - t_0 \cdot (s_1 - s_{12})} \quad (18)$$

预压缩机入口压力 P_{int}：

$$P_{int} = P_H/(1 + RPR \cdot (P_H/P_L - 1)) \quad (19)$$

3 结果分析与讨论

由于透平与压缩机入口工况 (压力、温度) 对循环热力学性能有重要作用，着重探讨透平与压缩机入口工况对循环热力学性能的影响。

3.1 压缩机与透平入口工况对分流循环的影响

图 7 给出了分流 S-CO_2 布雷顿循环热效率与㶲效率随压缩机入口工况 (温度、压力) 的变化。其中膨胀比为循环最高压力与压缩机入口压力的比值，保持循环最高压力不变，探讨膨胀比变化即为探讨压缩机入口压力变化对循环的影响。如图 7 所示，随压缩机入口温度提高，循环热效率与㶲效率均降低。在超临界区内，随膨胀比增大 (压缩机入口压力减小) 循环㶲效率先减小后增大。当膨胀比小于 2.5 时，随膨胀比增大，循环㶲效率与效率均降低。接近临界膨胀比时，循环㶲效率略有升高。

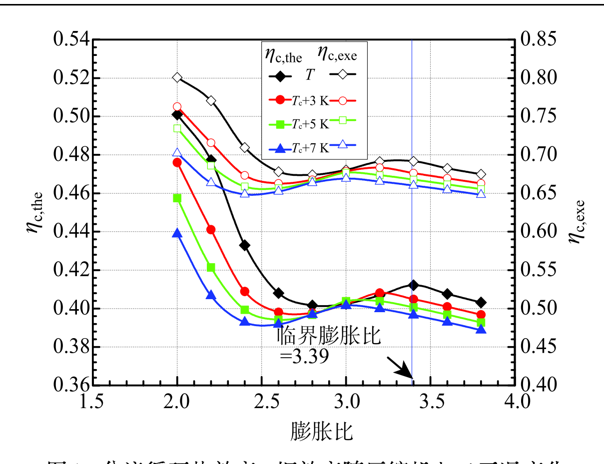


图 7　分流循环热效率、㶲效率随压缩机入口工况变化

Fig. 7　Variations of $\eta_{\rm c,the}$ and $\eta_{\rm c,exe}$ with compressor inlet conditions in the split flow cycle

图 8 给出了分流 S-CO_2 布雷顿循环热效率与㶲效率分别随透平入口工况的变化。随透平最大压力提高，热效率与㶲效率均提高，透平最大压力每增加 1 MPa, 热效率最大提高约 0.18%, 㶲效率提高约 0.4%。但最大压力增幅有限，受材料承压能力、系统安全性等因素制约。透平入口温度对循环热效率和㶲效率表现出积极作用，但对㶲效率的提高作用不明显。

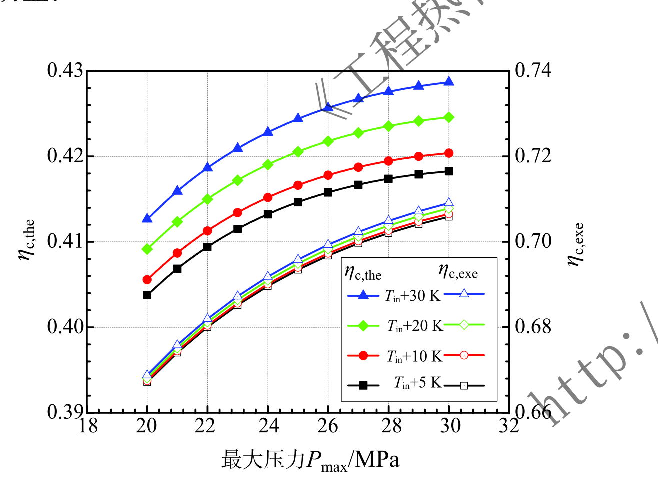


图 8　分流形式热效率、㶲效率随透平入口工况变化

Fig. 8　Variations of $\eta_{\rm c,the}$ and $\eta_{\rm c,exe}$ with turbine inlet conditions in the split flow cycle

3.2　透平与压缩机入口工况对预压缩再热循环的影响

图 9 表明压缩机入口工况对预压缩再热 S-CO_2 布雷顿循环效率的影响。随膨胀比增加，热效率与㶲效率先增大后减小。随压缩机入口温度降低，循环效率提高，压缩机入口温度每降低 1 K, 热效率最大提高约 0.45%, 㶲效率最大提高约 0.35%。

如图 10 所示，随透平入口温度提高，循环热效率与㶲效率均上升，且热效率提升明显，每增加 1 K，最大提高约 0.04%。透平最大压力提高 1 MPa，循环热效率最大提高约 0.09%，㶲效率最大提高约 0.16%。可知，循环效率对最大压力的变化更敏感，提高透平入口压力对循环效率的提升更有效。

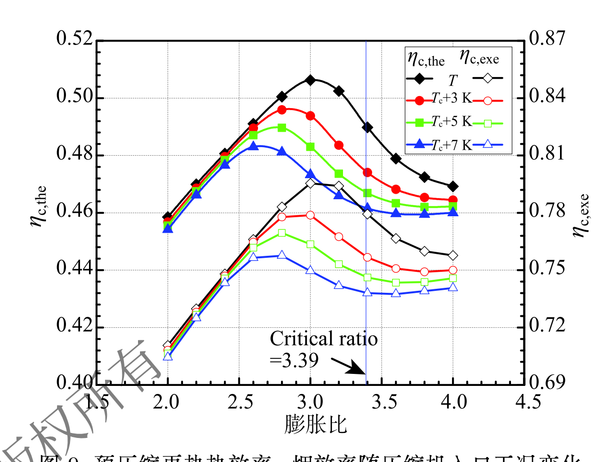


图 9　预压缩再热热效率、㶲效率随压缩机入口工况变化

Fig. 9　Variations of $\eta_{\rm c,the}$ and $\eta_{\rm c,exe}$ with compressor inlet conditions in the pre-compression reheat cycle

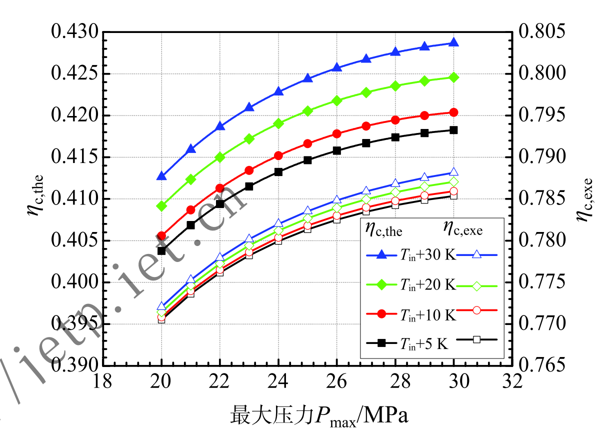


图 10　预压缩再热热效率、㶲效率随透平入口工况变化

Fig. 10　Variations of $\eta_{\rm c,the}$ and $\eta_{\rm c,exe}$ with turbine inlet conditions in the pre-compression reheat cycle

3.3　改进再压缩 S-CO_2 布雷顿循环性能分析

改进再压缩循环构成较为复杂，循环热力性能由透平、主压缩机与预压缩机入口工况确定。图 11 表示该循环效率随透平入口工况的变化。循环最大压力每增加 1 MPa，热效率最大增加约 0.1%，㶲效率增加明显，最大增加约 0.32%。透平入口温度提高，循环热力学性能提高，但增幅小。预、主压缩机入口工况共同决定该循环的最低运行范围，且预压缩机使得透平出口与预压缩机入口工质压力相互独立便于工况调整。在超临界区内，随透平膨胀比增大，改进再压缩循环效率增大，如图 12、13 所示。但主、预

压缩机入口温度对循环效率作用相反，主压缩机入口温度升高循环效率升高，预压缩机反之。综上，改进再压缩循环性能受主、预压缩机入口工况共同影响，且主要取决于膨胀比的变化。

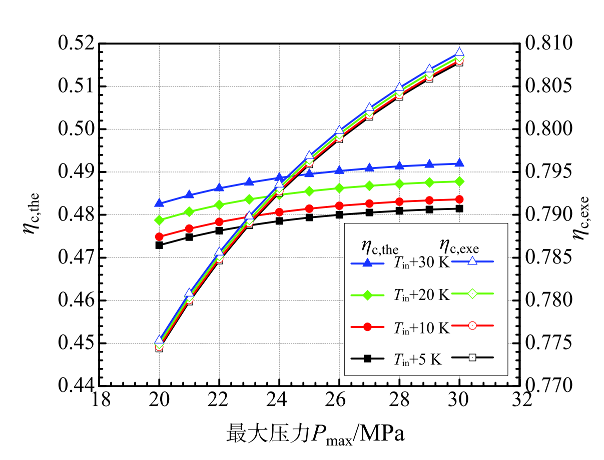


图 11 改进再压缩循环热、㶲效率随透平入口工况变化

Fig. 11 Variations of $\eta_{c,the}$ and $\eta_{c,exe}$ with turbine inlet conditions in the modified recompression cycle

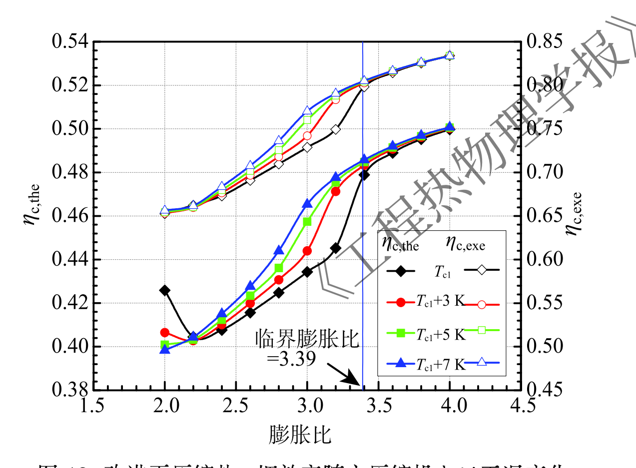


图 12 改进再压缩热、㶲效率随主压缩机入口工况变化

Fig. 12 Variations of $\eta_{c,the}$ and $\eta_{c,exe}$ with main compressor inlet conditions in modified recompression cycle

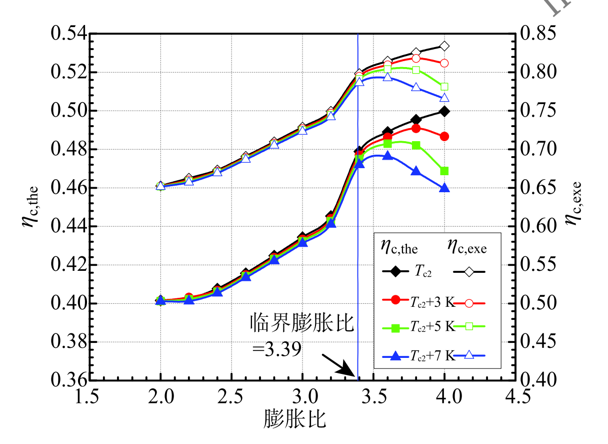


图 13 改进再压缩热、㶲效率随预压缩机入口工况变化

Fig. 13 Variations of $\eta_{c,the}$ and $\eta_{c,exe}$ with pre-compressor inlet conditions in the modified recompression cycle

3.4 S-CO_2 混合工质布雷顿循环

S-CO_2 循环正是利用了 CO_2 临界参数较低的特性 [12]，使得 CO_2 始终处于超临界区，降低压缩机耗功从而提高循环效率。因此，临界参数是影响循环性能的关键参数，临界压力决定循环最大膨胀比，临界温度决定循环压缩机最低入口温度。以改进再压缩 S-CO_2 布雷顿循环为研究对象，通过以上热力学性能分析知，提高透平膨胀比，降低预压缩机入口温度可提高循环效率，即降低 CO_2 临界点参数可进一步提高循环效率。CO_2 临界参数的调节可通过 CO_2 与其他气体混合实现 [13]。加入气体种类的选择应考虑：气体物性已知并可获得；安全、无毒，对环境无危害，不自燃；与 CO_2 混合后，在任何温度或压力下不发生反应；与 CO_2 混合后，混合气体临界温度不低于地表温度，以便于选用合适的冷却方式。

综上，最终选定气体氙气 (Xenon)、氪气 (Krypton)，以及常见气体氮气 (Nitrogen) 分别与 CO_2 进行混合。三种气体的临界参数如表 2 所示。

表 2 氙、氪、氮气临界参数

Table 2 Critical parameters of xenon, krypton and nitrogen

气体	临界温度/K	临界压力/MPa
氙气	289.73	5.842
氪气	209.48	5.525
氮气	126.19	3.3958

三种气体的临界参数均较 CO_2 临界参数低，图 14、15 分别给出了混合工质临界温度与临界压力随加入气体质量分数的变化。图 14、15 表明，混合气体的临界参数与加入气体种类与质量百分比有关。其中氙气与氪气对混合气体临界点参数的影响规律相似，随加入质量百分比增大，临界压力与临界温度均降低。氮气虽然临界参数小于 CO_2 但是混合气体临界压力却表现出异于氙气与氪气的特性，CO_2-N_2 混合气体的临界压力先增大后减小，甚至超过了单一 CO_2 临界压力。

以改进再压缩循环为例，混合气体物性参数由 NIST 确定。为充分利用临界点附近特性，取预压缩机入口温度为临界温度 +1 K[14]，透平膨胀比为临界膨胀比，循环运行于超临界区，其他参数与表 1 一致。

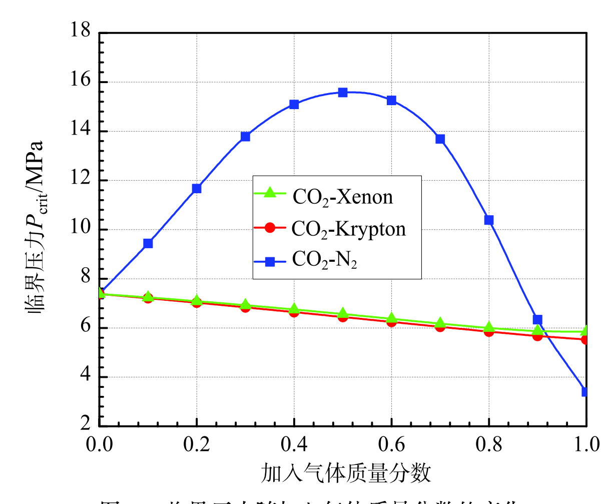


图 14　临界压力随加入气体质量分数的变化

Fig. 14　Variations of critical pressure with mass fraction of adding gas

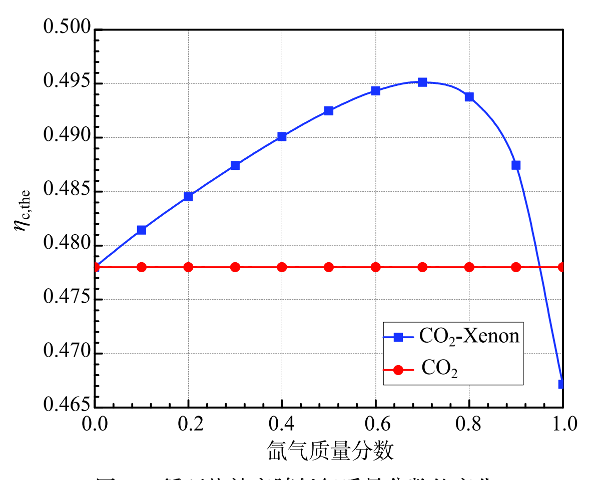


图 16　循环热效率随氙气质量分数的变化

Fig. 16　Variations of $\eta_{c,the}$ with mass fraction of xenon

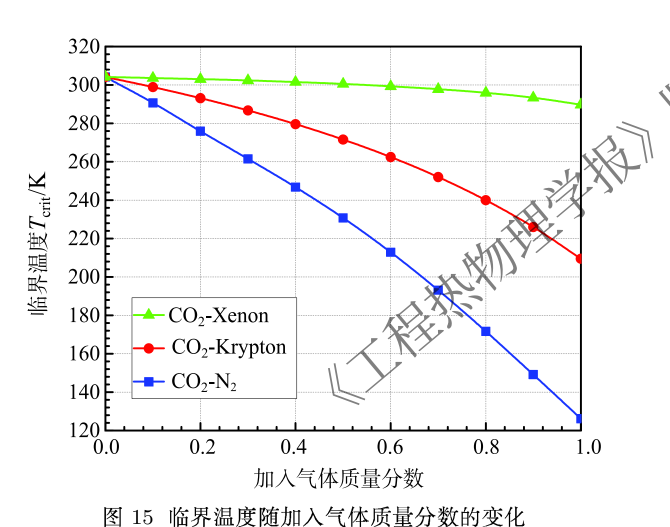


图 15　临界温度随加入气体质量分数的变化

Fig. 15　Variations of critical temperature with mass fraction of adding gas

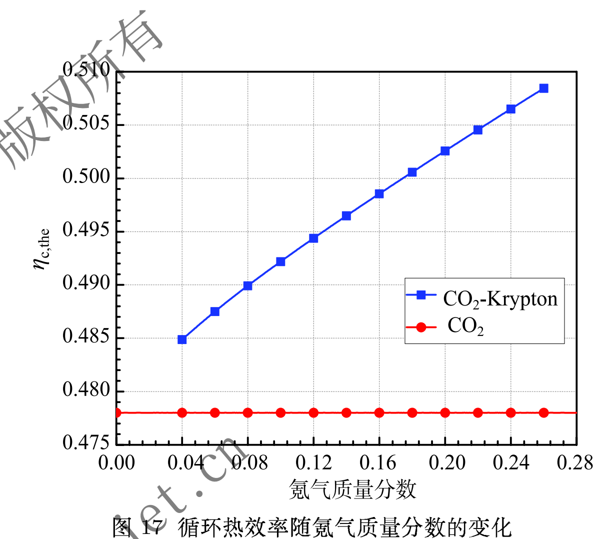


图 17　循环热效率随氪气质量分数的变化

Fig. 17　Variations of $\eta_{c,the}$ with mass fraction of krypton

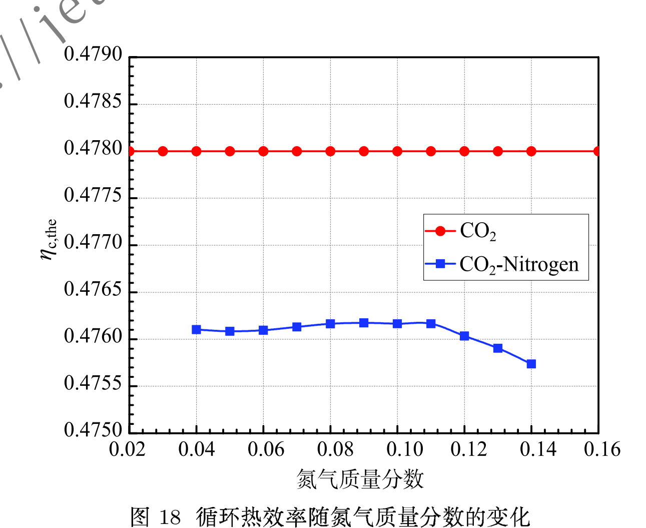


图 18　循环热效率随氮气质量分数的变化

Fig. 18　Variations of $\eta_{c,the}$ with mass fraction of nitrogen

图 16 给出了氙气循环效率随 CO_2-Xe 混合工质质量分数的变化，随氙气质量分数增加，循环效率较单一工质循环效率先增大后减小，但 CO_2 质量百分数小于 50%范围内，加入气体质量分数与循环效率成正相关，且 S-CO_2 混合工质循环效率大于单一 CO_2 循环效率，最大提升幅度为 1.44%，对循环具有改进作用。图 17 给出了氪气循环效率随 CO_2-Kr 混合工质质量分数的变化，从图中可以看出，复合工质循环效率高于单一工质循环效率，说明加入氪气可以提高循环效率，对调节 CO_2 临界点参数具有积极作用。随着氪气质量分数在一定范围内的增大，混合工质循环效率增大约 0.90%~3.04%，改进作用明显。

从图 18 可知，混合工质循环效率随氮气质量分数变化表现出与 CO_2-Xe、CO_2-Kr 不同的作用，主要是由于氮气对临界点调节作用异于其他两种气体而造成的。加入氮气后，循环效率较单一 CO_2 循环效

率降低 0.17%~1.4%。这是因为虽然氮气使 CO_2-N_2 混合气临界点温度降低，但临界压力却有大幅提高，从改进再压缩循环热力学特性可知，降低膨胀比 (即提高预压缩机入口压力) 循环效率降低，减小预压缩机入口温度循环效率增大，且膨胀比对循环效率的影响作用大于入口温度对循环的影响。加入氮气后对循环效率的影响正是对这一规律的反映。

4 结　论

本文以分流 S-CO_2 布雷顿循环、预压缩再热 S-CO_2 布雷顿循环和改进再压缩 S-CO_2 布雷顿循环为研究对象，分析了透平与压缩机入口工况 (温度、压力) 对循环热力学性能的影响。为进一步提高循环效率，以改进再压缩循环为基础，提出 S-CO_2 混合工质布雷顿循环。主要有以下结论：

1) 随透平入口 (温度、压力) 变化，三种循环热力学性能变化表现出相近的性能：分流循环、预压缩再热循环、改进再压缩循环热力学性能均随透平入口工况提高而提高，且最大压力对循环的作用大于透平入口温度对循环的作用。

2) 压缩机入口工况 (温度、压力) 变化对循环作用各异，尤其对于改进再压缩循环，主、预压缩机入口温度作用相反：主压缩机入口温度提高，循环效率降低，预压缩机入口温度作用反之。但压缩机入口温度的作用小于膨胀比 (压缩机入口压力) 对循环的作用。

3) 为进一步提高循环效率，以降低临界点参数为研究目标，分析了 CO_2-Xe，CO_2-Kr，CO_2-N_2 三种 CO_2 混合工质循环热力学特性，结果表明混合工质循环效率与混合气组成成分及加入气体质量分数有关：在 CO_2 质量分数不小于 50%的情况下，加入氙气与氪气均可提高循环热效率，增幅最大分别为 1.44%和 3.04%，对应氙气与氪气质量分数分别为 50%和 26%；加入氮气反而使循环效率降低。

参 考 文 献

[1] Ahn Y, Bae S J, Kim M, et al. Review of Supercritical CO_2 Power Cycle Technology and Current Status of Research and Development [J]. Nuclear Engineering and Technology, 2015, 47(6): 647–661

[2] Feher E G. The Supercritical Thermodynamic Power Cycle [J]. Energy Conversion, 1968, 8(2): 85–90

[3] 何雅玲, 王坤, 杜保存, 等. 聚光型太阳能热发电系统非均匀辐射能流特性及解决方法的研究进展 [J]. 科学通报, 2016 (30): 3208–3237
He Ya-Ling, Wang Kun, Du Bao-Cun, et al. Non-uniform Characteristics of Solar Flux Distribution in the Concentrating Solar Power Systems and its Corresponding Solutions: A Review (in Chinese). Chinese Science Bulletin, 2016, 61(30): 3208–3237

[4] Angelino G. Carbon Dioxide Condensation Cycles for Power Production [J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 1968, 90(3): 287–295

[5] Dostal V, Hejzlar P, Scoll M J. The Supercritical Carbon Dioxide Power Cycle: Comparison to Other Advanced Power Cycles [J]. Nuclear Technology, 2006, 154(3): 283–301

[6] Moisseytsev A, Sienicki J J. Investigation of Alternative Layouts for the Supercritical Carbon Dioxide Brayton Cycle for a Sodium-cooled Fast Reactor [J]. Nuclear Engineering and Design, 2009, 239(7): 1362–1371

[7] Al-Sulaiman FA, Atif M. Performance Comparison of Different Supercritical Carbon Dioxide Brayton Cycles Integrated With a Solar Power Tower [J]. Energy, 2015, 82: 61–71

[8] Kulhanek M, Dostal V. Supercritical Carbon Dioxide Cycles Thermodynamic Analysis and Comparison [C]//Supercritical CO_2Power Cycle Symposium, Boulder, CO, May. 2011: 24–25

[9] Padilla R V, Benito R G, Stein W. An Exergy Analysis of Recompression Supercritical CO_2 Cycles with and Without Reheating [J]. Energy Procedia, 2015, 69: 1181–1191

[10] Wang X, Wang J, Zhao P, et al. Thermodynamic Comparison and Optimization of Supercritical CO_2 Brayton Cycles with a Bottoming Transcritical CO_2 Cycle [J]. Journal of Energy Engineering, 2015, 142(3): 04015028

[11] Xi H, Li M J, Xu C, et al. Parametric Optimization of Regenerative Organic Rankine Cycle (ORC) for low Grade Waste Heat Recovery Using Genetic Algorithm [J]. Energy, 2013, 58: 473–482

[12] Xi H, Li M J, He Y L, et al. A Graphical Criterion for Working Fluid Selection and Thermodynamic System Comparison in Waste heat Recovery [J]. Applied Thermal Engineering, 2015, 89: 772–782

[13] Jeong W S, Jeong Y H. Performance of Supercritical Brayton Cycle Using CO_2-based Binary Mixture at Varying Critical Points for SFR Applications [J]. Nuclear Engineering and Design, 2013, 262: 12–20

[14] Hu L, Chen D, Huang Y, et al. Investigation on the Performance of the Supercritical Brayton Cycle With CO_2-based Binary Mixture as Working Fluid for an Energy Transportation System of a Nuclear Reactor [J]. Energy, 2015, 89: 874–886